

Конечно-элементный анализ наклонного валка колесопрокатного стана

Журавлев Эдуард Юрьевич, преподаватель-стажер
Огородникова Ольга Михайловна, доцент, канд. физ.-матем. наук
Уральский государственный технический университет – УПИ, Екатеринбург

FEM analysis of forming roll in railway-wheel mill E.Yu. Juravlev, O.M. Ogorodnikova

Аннотация. Проработаны некоторые методические аспекты расчёта напряжённо-деформированного состояния и анализа прочностных характеристик наклонного валка колесопрокатного стана с применением САЕ-системы ANSYS. Произведена оценка уровня концентрации напряжений на галтелях. Расчёты на кручение и на изгиб валка выполнены независимо. Основной вклад в результирующие напряжения вносит усилие прокатки.

Annotation. Some methodical aspects of stress simulation for forming roll were studied with aid of CAE system ANSYS and analysis of structural behavior of the roll in railway-wheel mill was done. Stress concentrators in fillets were estimated. Torsion and bend stresses were calculated separately. Rolling force constitutes the main contribution into resultant stress.

Разработка и внедрение компьютерных технологий проектирования инженерных систем в интегрированной среде CAD/CAE становится крайне актуальной в связи с необходимостью предприятий иногда тесно сотрудничать, а иногда и жестко конкурировать с зарубежными фирмами, интенсивно использующими программное обеспечение в производственной деятельности. Вместе с тем, эффективное внедрение компьютерных систем инженерного анализа – Computer Aided Engineering – CAE – в повседневную практику проектирования машиностроительных изделий сдерживается отсутствием детально проработанных, верифицированных и утвержденных методик расчета с использованием специализированных компьютерных программ.

Описание расчетной задачи

Для компьютерного анализа выбран наклонный валок, который устанавливается в стане (рис.1), предназначенном для прокатки железнодорожных колёс*. В процессе прокатки колеса валок подвержен воздействию двух нагрузок, обусловленных технологическими факторами, – усилию прокатки и крутящему моменту. Усилие прокатки передаётся на валок через оправку, которая непосредственно формирует обод будущего колеса; крутящий момент – через муфту от электродвигателя.

Наибольших значений усилие и момент прокатки достигают при осаживании обода колеса. При этом максимальный допустимый крутящий момент на валу равен 60 кН·м, а максимальное усилие прокатки, согласно экспериментальным данным, представленным диаграммой зависимости силовых факторов прокатки от времени на протяжении цикла



обработки одной заготовки колеса, составляет 1,3 МН. Указанные значения приняты в качестве нагрузок при оценке прочности нагруженного вала.

Валок работает на кручение и на изгиб при вращении. Особенности конструкции и условий эксплуатации вала обуславливают периодическое изменение в нем напряжений по величине и по знаку, что приводит в итоге к его усталостному разрушению [1]. Расчет усталостной прочности является основным для вала, но базируется на статическом расчете напряженно-деформированного состояния. Поскольку запас прочности при циклическом нагружении определяется для наиболее опасных сечений, то на первом этапе статического анализа конструкции необходимо выявить те сечения, в которых имеется концентратор напряжений, в данном случае – в виде галтели. Для каждого из выявленных опасных сечений на втором этапе проводится собственно расчет усталостной прочности при совместном действии напряжений кручения и изгиба [2].

Об идеологии проектирования в интегрированных средах CAD\CAE

Идеология объемного проектирования в интегрированной среде CAD\CAE предполагает создание на первом этапе исходной геометрической модели и первичный расчет исходной конструкции, а затем повторение расчетной проверки конструкции по важным критериям в модуле CAE и редактирование на основании расчетных результатов текущего варианта конструкции в системе CAD. На каждом уточняющем шаге проектирования геометрическая модель посылается из CAD-системы в CAE-модуль для проверочного расчета служебных характеристик – прочностных, гидродинамических, кинематических и т.п. Возможность быстрой оценки ключевых служебных параметров в интегрированной среде CAD\CAE позволяет оперативно вносить изменения в геометрическую модель конструкции и снова отправлять ее на расчет, повторяя процедуру до тех пор, пока не будут выполнены заданные критерии. На последнем шаге такого циклического проектирования в CAD-системе остается оптимизированная геометрическая модель разрабатываемой конструкции.

Отличительной особенностью CAE-систем является большой объем вычислений, выполняемый ядром программы. Эту часть программного комплекса выносят в отдельную подпрограмму, которая называется вычислителем или процессором. Соответственно, все операции подготовки расчетной модели концентрируют в препроцессоре, а представление расчетных результатов в графическом виде поручают постпроцессору.

В интегрированных средах CAE-модуль работает с геометрическим файлом во внутреннем формате CAD-системы. При необходимости геометрическую модель можно отправить на расчет в автономную CAE-систему аналитического уровня с расширенными возможностями. В этом случае передачу данных стараются произвести в наиболее устойчивом формате.

Импортированную модель приходится специально редактировать перед генерацией расчетной сетки. На практике объемная модель, созданная конструктором, с точки зрения расчетчика часто оказывается избыточной, то есть содержит информацию, ненужную для решения расчетной задачи. Например, не является определяющим влияние фасок на точность расчета, но они присутствуют в конструкции и в CAD-модели, осложняя автоматическую генерацию конечно-элементной сетки. Трансляция сложных геометрических моделей и их редактирование в препроцессоре является одной из наиболее критических операций и может занимать много времени. Работая в единой среде CAD/CAE, удастся сформулировать основные требования к рациональному построению объемных геометрических моделей, значительно снижающие трудоемкость создания сеточной модели.



Подготовка геометрической модели к созданию расчетной сетки

Геометрическая модель ограничивает в пространстве расчетную область и является основой для генерации сетки конечных элементов. Редактирование и подготовка импортированной геометрической модели к расчету может потребовать выполнения следующих операций в препроцессоре.

1) Проверка модели на присутствие малых геометрических объектов, которые вызывают затруднения у генератора сетки при попытке аппроксимировать их конечными элементами с заданной точностью.

2) Восстановление утраченных при трансляции геометрических объектов, отсутствие которых препятствует формированию замкнутого набора линий и поверхностей, например, восстановление поверхности по сохранившемуся окаймляющему контуру.

3) Прямое объединение поверхностей двойкой кривизны произвольного вида, что способствует аппроксимации объединенной поверхности меньшим числом конечных элементов.

4) Деление и объединение поверхностей и линий, принадлежащих твердому телу, с целью формирования замкнутых поверхностей.

5) Параметрическое замыкание линий и поверхностей твердого тела.

В данной работе геометрическая модель, включающая заготовку, оправки, валки и подшипники (рис.1), построена средствами препроцессора ANSYS. Препроцессорный способ создания геометрической модели без проведения ее через процедуру трансляции выбран с учетом простоты конструкции валка, подшипников и оправки, представляющих собой тела вращения с образующими в виде прямых линий и дуг окружностей. Важным фактором обращения к встроенным функциям геометрического моделирования является также возможность параметризовать модель и подготовить ее к оптимальной разбивке на конечные элементы. Последовательность построения геометрической модели записана в командный файл, составленный из команд внутреннего языка параметрического программирования ANSYS – APDL (ANSYS Parametric Design Language), который позволяет при необходимости создать параметрическую модель и автоматически оптимизировать ее согласно некоторому критерию.

Геометрическая модель была построена по чертежам. Размеры подшипников взяты из соответствующих справочников на основании информации, приведенной в спецификации к сборочному чертежу. Чертеж предполагает однозначное описание размеров, формы и взаимного расположения поверхностей деталей. Но следует отметить, что в современных автоматизированных системах проектирования и изготовления деталей машин используются объемные геометрические модели, которые формируются в CAD-системах как итог объемного конструирования.

При построении геометрической модели была составлена из объемных примитивов. Дополнительное дробление геометрической модели проведено для валка и для оправки, где важно было построить расчетную сетку с особыми настройками в области контакта оправки с ответной конической поверхностью валка.

Передача нагрузок на валок через контактные поверхности позволяет избежать пиковых напряжений нефизической природы в точках с ограничением степеней свободы. Как правило, узлы с ограничением степеней свободы назначаются за пределами анализируемой детали. Именно с этой целью в геометрическую модель добавлены, помимо анализируемого валка, оправка и подшипник.

Создание конечно-элементной сетки

Конечно-элементную сетку можно сгенерировать автоматически с использованием соответствующих функций препроцессора или прямым способом, самостоятельно задавая



параметры сетки. Выбрав прямой способ, расчетчик сам создает в пространстве необходимую систему расчетных узлов, на базе которой затем формирует конечные элементы. Прямая генерация позволяет создать расчетную сетку с наименьшим количеством конечных элементов, расчет на которой требует минимальных затрат времени и машинных ресурсов. В данной работе расчетная сетка сгенерирована в объеме составной геометрической модели, где для каждой объемной части вручную заданы параметры разбивки.

При построении сеточной модели необходимо искать оптимальную дискретность сетки и балансировать при этом между задействованными ресурсами вычислительной системы (память, время, количество процессоров) и точностью вычислений. Сетка с небольшим количеством расчетных узлов позволяет снизить расчетное время и объем используемой памяти, но приводит к получению менее точного решения. В идеале решение не должно зависеть от плотности сетки. Существует простой способ оценить влияние дискретности сетки на точность вычислений и найти наименьшее число конечных элементов в сетке, такое, что превышение этого числа не влияет на точность расчетных результатов. С этой целью создается сетка с малым исходным числом элементов, на которой проводится начальный расчет. Затем количество элементов увеличивается, снова проводится расчет, сравнивается текущий расчетный результат с предыдущим; и так далее. Количество элементов в сетке увеличивают до тех пор, пока разница двух последовательно найденных значений расчетного параметра не окажется ниже заданной точности вычислений.

Имеет смысл уплотнять сетку в зонах значительного градиента напряжений (температур, деформаций), в области контакта деталей и на геометрических объектах сложной формы. Но следует отметить, что измельчение сетки не компенсирует ложные допущения физической модели и ошибки входных данных. В частности, уплотнение сетки не увеличивает точность на острых углах без галтелей или при изгибе тонкостенных конструкций, смоделированных объемными элементами.

Высокую точность расчетов получают не только за счет повышенной плотности сетки, но и за счет использования конечных элементов более высокого порядка. Так, тетраэдрические элементы с линейной функцией формы не могут обеспечить точные расчетные результаты в сложных задачах конструкционного анализа, поскольку они имеют ограничения при моделировании процессов деформирования конструкции.

Построение сетки в данной работе выполнено с использованием конечных элементов из библиотеки ANSYS: твердотельного элемента с квадратичной функцией формы и 20 расчетными узлами – SOLID95 – для моделирования объемных тел; и контактных элементов «поверхность-поверхность» – CONTA174, TARGE170 – для передачи механического взаимодействия между деталями сборки.

На рис.2 показаны геометрическая (а) и сеточная (б) модели, рассеченные вдоль оси плоскостью симметрии. Геометрическая модель вала разбита на объемные фигуры простой формы и представлена их комбинацией.

Ограничения расчетной модели

В данной расчетной модели предполагается, что все материалы конструкции изотропны, и при заданных значениях нагрузки в валах не происходит накопление остаточной пластической деформации. Наклонные валки изготавливаются из стали 35ХН1М2ФА с предельными механическими свойствами: $\sigma_{0,2} = 680-850$ МПа, $\sigma_B = 830$ МПа. Модуль нормальной упругости стали равен 210 ГПа, коэффициент поперечного сжатия равен 0,27.



Для более достоверного расчета напряжений в валке точки приложения нагрузок и области с ограничением степеней свободы выбраны за пределами анализируемой детали. Ограничение степеней свободы задано нулевыми пространственными перемещениями на цилиндрических поверхностях наружных колец подшипников (рис.3).

Нагрузки в конечно-элементной сетке передаются на валок от соприкасающихся деталей сборки через контактные элементы. Усилие прокатки приложено к оправке в виде силы, равномерно распределённой по четырем секторам, образующим замкнутую коническую поверхность (рис.4).

Важной частью расчетной модели являются контактные элементы. В данной работе использованы контактные элементы «поверхность-поверхность», обладающие важными служебными характеристиками. При использовании таких контактных элементов не требуется изначальное знание точного положения зоны контакта, контактирующие поверхности могут иметь разные сетки. Поверхностными контактными элементами поддерживается большое относительное скольжение в зоне контакта, а также большие смещения и повороты, что позволяет моделировать пластическое течение металла при расширенной постановке задачи. Контактные условия были определены между следующими парами деталей: “валок – внутренние кольца подшипников”, “внутренние кольца подшипников – наружные кольца подшипников”, “валок – оправка”.

Результаты компьютерных вычислений

Расчеты на кручение и на изгиб валка выполнены независимо. Суммарные главные напряжения получены сложением соответствующих тензоров напряжений и приведением к главным осям суммарного тензора. Процедура суммирования произведена для отдельных узлов расчетной сетки в концентраторах напряжений. Основной вклад в результирующие напряжения вносит усилие прокатки; влияние момента прокатки на концентрацию напряжений в валке значительно меньше.

Прочность валка в большей степени обусловлена его конструктивными формами на участках перехода между ступенями, где возникает концентрация напряжений изгиба и кручения. Напряжения в поперечном сечении валка увеличиваются в направлении к поверхности. На поверхности находятся основные источники концентрации напряжений, обусловленные изменением геометрии валка. Зарождение трещин, приводящих к разрушению, начинается, как правило, с поверхности. Общепринятый прием конструктивного усовершенствования, обеспечивающий снижение концентрации напряжений, – переход к участку большего диаметра выполнить с помощью галтели.

Оценка уровня концентрации напряжений произведена на галтелях (рис.5). При комнатной температуре предел прочности стали 35ХН1М2ФА, из которой изготовлен валок, более чем в 6 раз превышает расчётные значения эквивалентных напряжений на галтелях. Максимальной величины (122 МПа) напряжения достигают в области второй галтели, находящейся на расстоянии 389 мм от левого торца, что объясняется наибольшей разностью диаметров сопрягающихся участков валка. Вместе с тем, поломка валка чаще всего начинается с возникновения трещин на первой галтели, находящейся на расстоянии 280 мм от левого торца, что объясняется воздействием повышенных температур в этой области.

Расчет напряженно-деформированного состояния не решает собственно проблему оценки прочности – не описывает процесс разрушения и не способен определить начальный или текущий ресурс, что является важной задачей для конструкций, работающих в условиях многофакторных интенсивных воздействий.

Можно выделить два главных фактора, влияющих на срок службы валка: переменная механическая нагрузка и повышенная температура. Очевидно, что разрушение носит



усталостный характер, причём из-за повышенной температуры механические свойства материала валка в реальных условиях эксплуатации стана в действительности ниже, чем те значения, которые приведены в справочной и нормативно-технической литературе. Повысить долговечность валка можно за счёт снижения нагрузки (как механической, так и тепловой) или за счёт изменения конструкции валка. Возможность реализации первого пути повышения долговечности весьма сомнительна, так как нагрузка напрямую связана с технологическим процессом прокатки колёс, поэтому представляет интерес второй способ – изменение конструкции валка с целью снижения максимальных напряжений в местах концентрации и смещение концентрации напряжений в область более низких температур.

Увеличения ресурса можно добиться также заменой стали 35ХН1М2ФА на сталь 38Х2Н3Му, предельные механические свойства которой не только не уступают характеристикам используемого материала, но и сохраняются при повышенных температурах.

Выводы

В валке, работающем на изгиб и кручение, напряжения по сечению распределяются неравномерно: они максимальны в крайних точках сечения. Максимальные напряжения наблюдаются в валке на галтелях вследствие эффекта концентрации напряжений при переходе диаметров участков валка. Выявленное распределение напряжений по поверхности валка позволяет сравнить концентрацию напряжений в местах изменения диаметра и позиционировать наиболее опасное сечение. Полученные значения статических напряжений являются основой для компьютерного расчета долговечности на следующем этапе конструкционного анализа в среде ANSYS.

*Техническая постановка задачи и исходные данные предоставлены авторам специалистами расчётно-конструкторской лаборатории прокатного оборудования ООО “Уралмаш – Металлургическое оборудование”.

Список литературы

1. Леликов О.П. Валы и опоры с подшипниками качения. Конструирование и расчет: Справочник. М.: Машиностроение, 2006. 640 с.
2. Raymond Browell, Al Hancq. Update on the ANSYS Fatigue Module. ANSYS Solution, 2006 Volume 7, Issue 1, P.16-19.



Рисунки

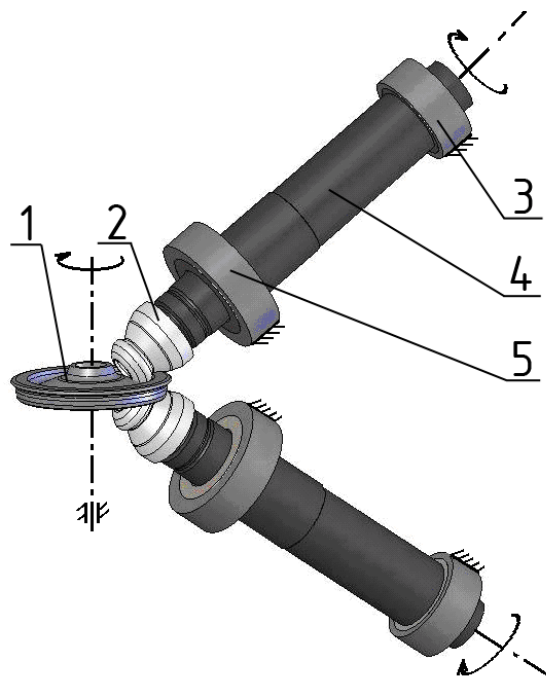
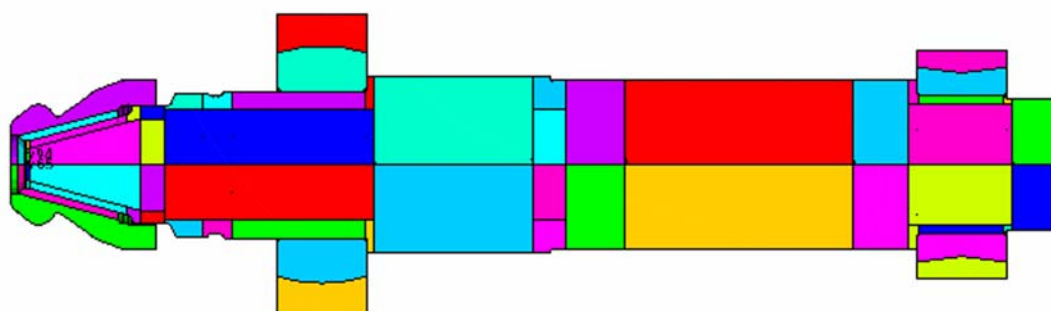
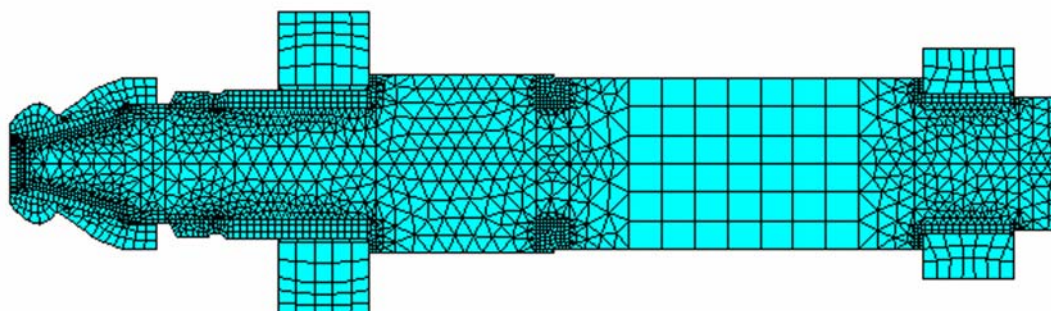


Рис.1. Эскиз технологического процесса прокатки колёс:
1 – заготовка, 2 – оправка, 3 – наклонные валки, 4 – подшипники



а



б

Рис.2. Генерация сетки конечных элементов по предварительно подготовленной геометрической модели: а) – сечение геометрической модели по плоскости симметрии;



б) – сетка конечных элементов, построенная с индивидуальной разметкой для каждого объема составной геометрической модели

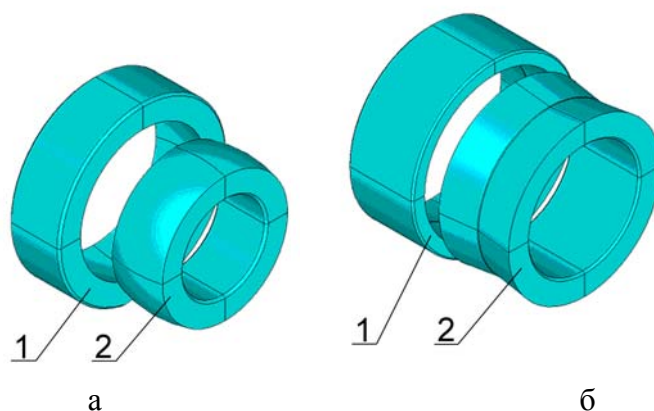


Рис.3. Геометрические модели подшипников:

а) сферический шариковый подшипник;

б) конический роликовый подшипник;

1 – объёмы, моделирующие наружные кольца подшипников;

2 – объёмы, моделирующие тела качения и внутренние кольца подшипников

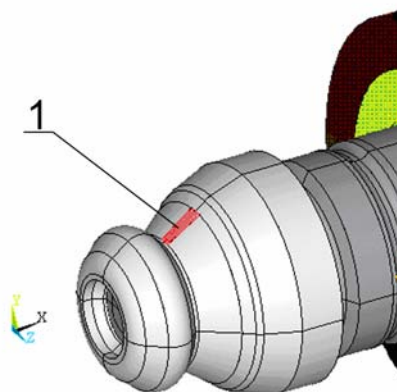


Рис.4. Моделирование усилия прокатки:

1 – коническая поверхность, на которой задана равномерно распределённая нагрузка с равнодействующей силой, эквивалентной усилию прокатки

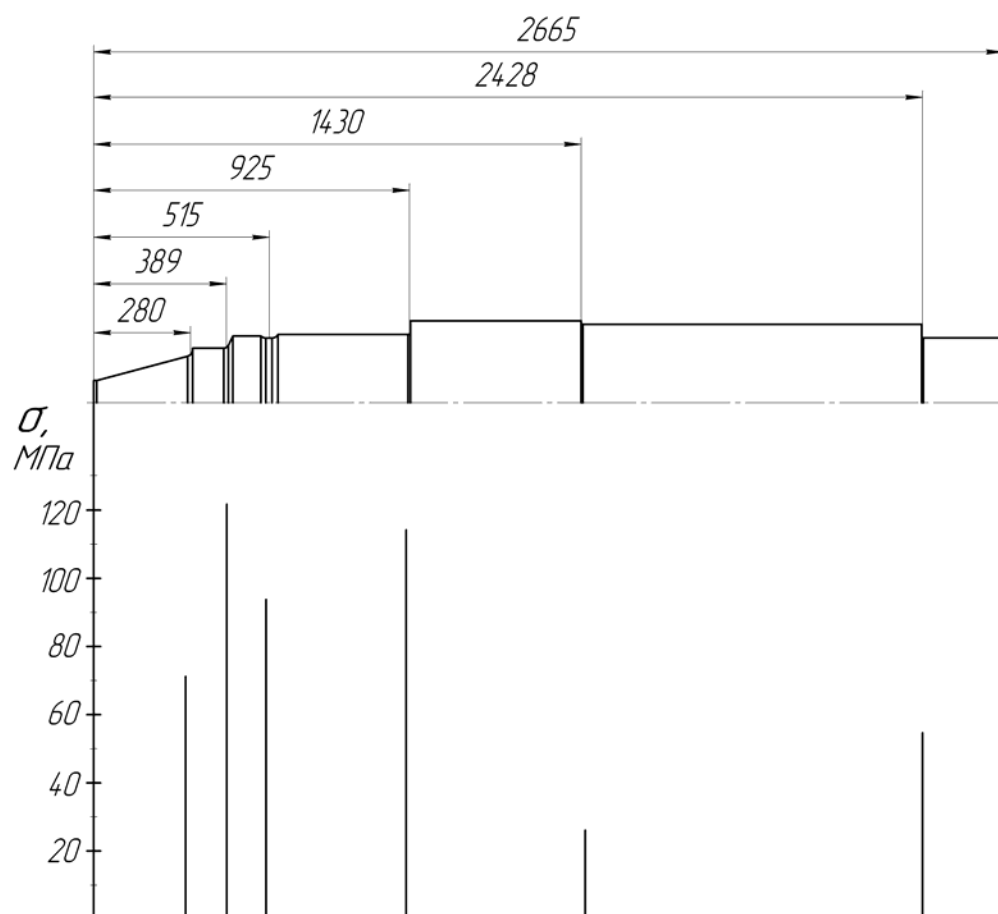


Рис.5. Конструкция вала и концентрация напряжений на галтелях